

PAT-NO: JP402118247A  
DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 02118247 A  
TITLE: GEAR SPEED CHANGE GEAR  
PUBN-DATE: May 2, 1990

INVENTOR-INFORMATION:  
NAME  
ASADA, TOSHIYUKI

ASSIGNEE-INFORMATION:  
NAME  
TOYOTA MOTOR CORP  
COUNTRY  
N/A

APPL-NO: JP63271611  
APPL-DATE: October 27, 1988

INT-CL (IPC): F16H003/66, F16H003/62  
US-CL-CURRENT: 475/10, 475/276 , 475/325

ABSTRACT:

PURPOSE: To obtain the speed change stages of above five advancing stages by placing simple type first, double pinion type second, and simple type third planetary gear sets in order and selectively operating first to third clutches and brakes.

CONSTITUTION: Simple type first, double pinion type second, and simple type third planetary gear sets 22, 32, 42 are placed coaxially with input/output shafts 12, 14, and a first ring gear 28 is linked to second and third carriers 40, 52, while linking first and second sun gears 24, 34

together, and second  
and third ring gears 38, 50 to an output gear 15. The  
first gear is obtained  
by engaging a clutch 54 and a brake 60, while obtaining the  
second gear by the  
clutch 54 and a brake 62, the third gear by the clutch 54  
and a brake 64, the  
fourth gear by clutches 54, 56, the fifth gear by the  
clutch 56 and brake 64,  
and the sixth gear by the clutch 56 and brake 62 while,  
further obtaining  
backing stages by a clutch 58 and brakes 62/60,  
respectively. Thereby, the  
speed change stages of advancing six stages can be obtained  
merely by the  
control of two engaging elements.

COPYRIGHT: (C)1990,JPO&Japio

## ⑫ 公開特許公報(A) 平2-118247

⑬ Int. Cl.<sup>5</sup>F 16 H 3/66  
3/62

識別記号

B  
A

庁内整理番号

7331-3J  
7331-3J

⑭ 公開 平成2年(1990)5月2日

審査請求 未請求 請求項の数 2 (全18頁)

⑮ 発明の名称 歯車変速装置

⑯ 特 願 昭63-271611

⑰ 出 願 昭63(1988)10月27日

⑱ 発 明 者 浅 田 壽 幸 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内  
 ⑲ 出 願 人 トヨタ自動車株式会社 愛知県豊田市トヨタ町1番地  
 ⑳ 代 理 人 弁理士 中 島 淳 外1名

## 明 細 書

## 1. 発明の名称

歯車変速装置

## 2. 特許請求の範囲

(1) 収容ケースに対して回転可能に支承された入力軸と、収容ケースに対して回転可能に支承された出力軸と、収容ケースに対して回転可能に支承された第1サンギヤと第1サンギヤに噛合する第1ピニオンを回転可能に支承して収容ケースに対して回転可能に配置された第1キャリヤと第1サンギヤに同軸的に配置されるとともに収容ケースに対して回転可能に配置されて第1ピニオンに噛合する第1リングギヤとの組合せのシンプルプラネタリギヤセットからなる第1プラネタリギヤセットと、収容ケースに対して回転可能に支承された第2サンギヤと第2サンギヤに噛合する第2ピニオン及び第2ピニオンに噛合する第3ピニオンを回転可能に支承して収容ケースに対して回転可能に配置された第2キャリヤと第2サンギヤに同軸的に配置されるとともに収容ケースに対して

回転可能に配置されて第3ピニオンに噛合する第2リングギヤとの組合せのダブルピニオンシンプルプラネタリギヤセットからなる第2プラネタリギヤセットと、第1プラネタリギヤセットと同様の組合せのシンプルプラネタリギヤセットからなる第3プラネタリギヤセットと、第1～第3のクラッチ手段と、第1～第3のブレーキ手段と、を備え、第1サンギヤと第2サンギヤとが連結され、第1リングギヤと第2キャリヤと第3キャリヤとが連結され、第2リングギヤと第3リングギヤと出力軸とが連結され、第1クラッチ手段は入力軸を第1サンギヤと第2サンギヤとに連結可能に配置され、第2クラッチ手段は入力軸を第1キャリヤに連結可能に配置され、第3クラッチ手段は入力軸を第3サンギヤに連結可能に配置され、第1ブレーキ手段は第1キャリヤを収容ケースに対して拘束可能に配置され、第2ブレーキ手段は第1リングギヤと第2キャリヤと第3キャリヤを収容ケースに対して拘束可能に配置され、第3ブレーキ手段は第3サンギヤを収容ケースに対して拘束

可能に配置されたことを特徴とする歯車変速装置。

(2) 収容ケースに対して回転可能に支承された入力軸と、収容ケースに対して回転可能に支承された出力軸と、収容ケースに対して回転可能に支承された第1サンギヤと第1サンギヤに噛合する第1ピニオンを回転可能に支承して収容ケースに対して回転可能に配置された第1キャリアと第1サンギヤに同軸的に配置されるとともに収容ケースに対して回転可能に配置されて第1ピニオンに噛合する第1リングギヤとの組合せのシンプルプラネタリギヤセットからなる第1プラネタリギヤセットと、収容ケースに対して回転可能に支承された第2サンギヤと第2サンギヤに噛合する第2ピニオン及び第2ピニオンに噛合する第3ピニオンを回転可能に支承して収容ケースに対して回転可能に配置された第2キャリアと第2サンギヤに同軸的に配置されるとともに収容ケースに対して回転可能に配置されて第3ピニオンに噛合する第2リングギヤとの組合せのダブルピニオンシンプルプラネタリギヤセットからなる第2プラネタリ

ギヤセットと、第1プラネタリギヤセットと同様の組合せのシンプルプラネタリギヤセットからなる第3プラネタリギヤセットと、第1～第3のクラッチ手段と、第1～第3のブレーキ手段と、を備え、第1サンギヤと第2サンギヤと第3リングギヤとが連結され、第1リングギヤと第2キャリアとが連結され、第2リングギヤと第3キャリアと出力軸とが連結され、第1クラッチ手段は入力軸を第1サンギヤと第2サンギヤと第3リングギヤとに連結可能に配置され、第2クラッチ手段は入力軸を第1キャリアに連結可能に配置され、第3クラッチ手段は入力軸を第3サンギヤに連結可能に配置され、第1ブレーキ手段は第1キャリアを収容ケースに対して拘束可能に配置され、第2ブレーキ手段は第1リングギヤと第2キャリアを収容ケースに対して拘束可能に配置され、第3ブレーキ手段は第3サンギヤを収容ケースに対して拘束可能に配置されたことを特徴とする歯車変速装置。

### 3. 発明の詳細な説明

#### 〔産業上の利用分野〕

本発明は自動車用自動変速機の副変速機として好適な遊星歯車機構を用いた歯車変速装置に関する。

#### 〔従来の技術〕

この種の歯車変速装置は、プラネタリギヤセットとクラッチ手段やブレーキ手段等の係合手段とを組合せて構成され、係合手段を制御することで変速がなされるようになっている。変速段は、例えば自動車では前進4段後退1段のものが一般的となっているが、さらに多段化することでより円滑な変速が可能となる。

多段化は容易に可能であるが、プラネタリギヤセットや係合手段の数が増加して構造が複雑になるとともに、大型となる。

そこで、構造の複雑化や大型化をできるだけ抑えて前進5段以上の変速段を成立させることができる歯車変速装置として、2組のシンプルプラネタリギヤセットと、1組のダブルピニオンシンプルプラネタリギヤセットとを組合せたものが提案

されている(特開昭51-108168号、同51-108170号、等)。

このような組合せの歯車変速装置は、係合手段との組合せを含めて、きわめて多数の構造を考え得るが、以下に列挙する条件を全て満足するものは少なく、いずれかの条件を欠くものがほとんどである。

(1) 条件の一つとして、オーバードライブを除く通常の前進段における変速比が等比級数に近い配列となること。

(2) 条件の一つとして、オーバードライブの変速比が動力性能を確保できるものであること。

(3) 条件の一つとして、各プラネタリギヤセットのギヤ比が適切で歯車列の外径を小さくできること。

(4) 条件の一つとして、次段への変速が二つの係合手段を制御することで可能なこと。

例えば、上記特開昭51-108168号及び同51-108170号では、前記(4)項の条件を満足しておらず、最大で四つの係合手段を制

御しなければ、次段への変速ができないようになっている。このため、多数の係合手段の作動タイミングを正確に同期させることが困難であることから、変速ショックを発生する原因となる。

〔発明が解決しようとする課題〕

本発明は上記に鑑み、上記諸条件を全て満足して2組のシンプルプラネタリギヤセットと、1組のダブルピニオンシンプルプラネタリギヤセットとを組合せて前進5段以上の変速段を成立させることができる歯車変速装置の提供を課題としている。

〔課題を解決するための手段〕

第1発明になる歯車変速装置では、収容ケースに対して回転可能に支承された入力軸と、収容ケースに対して回転可能に支承された出力軸と、収容ケースに対して回転可能に支承された第1サンギヤと第1サンギヤに噛合する第1ピニオンを回転可能に支承して収容ケースに対して回転可能に配置された第1キャリアと第1サンギヤに同軸的に配置されるとともに収容ケースに対して回転可

能に配置されて第1ピニオンに噛合する第1リングギヤとの組合せのシンプルプラネタリギヤセットからなる第1プラネタリギヤセットと、収容ケースに対して回転可能に支承された第2サンギヤと第2サンギヤに噛合する第2ピニオン及び第2ピニオンに噛合する第3ピニオンを回転可能に支承して収容ケースに対して回転可能に配置された第2キャリアと第2サンギヤに同軸的に配置されるとともに収容ケースに対して回転可能に配置されて第3ピニオンに噛合する第2リングギヤとの組合せのダブルピニオンシンプルプラネタリギヤセットからなる第2プラネタリギヤセットと、第1プラネタリギヤセットと同様の組合せのシンプルプラネタリギヤセットからなる第3プラネタリギヤセットと、第1～第3のクラッチ手段と、第1～第3のブレーキ手段と、を備え、第1サンギヤと第2サンギヤとが連結され、第1リングギヤと第2キャリアと第3キャリアとが連結され、第2リングギヤと第3リングギヤと出力軸とが連結され、第1クラッチ手段は入力軸を第1サンギヤ

と第2サンギヤとに連結可能に配置され、第2クラッチ手段は入力軸を第1キャリアに連結可能に配置され、第3クラッチ手段は入力軸を第3サンギヤに連結可能に配置され、第1ブレーキ手段は第1キャリアを収容ケースに対して拘束可能に配置され、第2ブレーキ手段は第1リングギヤと第2キャリアと第3キャリアを収容ケースに対して拘束可能に配置され、第3ブレーキ手段は第3サンギヤを収容ケースに対して拘束可能に配置されている。

第2発明になる歯車変速装置では、収容ケースに対して回転可能に支承された入力軸と、収容ケースに対して回転可能に支承された出力軸と、収容ケースに対して回転可能に支承された第1サンギヤと第1サンギヤに噛合する第1ピニオンを回転可能に支承して収容ケースに対して回転可能に配置された第1キャリアと第1サンギヤに同軸的に配置されるとともに収容ケースに対して回転可能に配置されて第1ピニオンに噛合する第1リングギヤとの組合せのシンプルプラネタリギヤセッ

トからなる第1プラネタリギヤセットと、収容ケースに対して回転可能に支承された第2サンギヤと第2サンギヤに噛合する第2ピニオン及び第2ピニオンに噛合する第3ピニオンを回転可能に支承して収容ケースに対して回転可能に配置された第2キャリアと第2サンギヤに同軸的に配置されるとともに収容ケースに対して回転可能に配置されて第3ピニオンに噛合する第2リングギヤとの組合せのダブルピニオンシンプルプラネタリギヤセットからなる第2プラネタリギヤセットと、第1プラネタリギヤセットと同様の組合せのシンプルプラネタリギヤセットからなる第3プラネタリギヤセットと、第1～第3のクラッチ手段と、第1～第3のブレーキ手段と、を備え、第1サンギヤと第2サンギヤと第3リングギヤとが連結され、第1リングギヤと第2キャリアとが連結され、第2リングギヤと第3キャリアと出力軸とが連結され、第1クラッチ手段は入力軸を第1サンギヤと第2サンギヤと第3リングギヤとに連結可能に配置され、第2クラッチ手段は入力軸を第1キャリ

ヤに連結可能に配置され、第3クラッチ手段は入力軸を第3サンギヤに連結可能に配置され、第1ブレーキ手段は第1キャリアを収容ケースに対して拘束可能に配置され、第2ブレーキ手段は第1リングギヤと第2キャリアを収容ケースに対して拘束可能に配置され、第3ブレーキ手段は第3サンギヤを収容ケースに対して拘束可能に配置されている。

#### 〔作用〕

上記手段になる第1及び第2発明では、第1クラッチ手段による連結と第1ブレーキ手段による拘束とで第1速が選択され、第1クラッチ手段による連結と第2ブレーキ手段による拘束とで第2速が選択され、第1クラッチ手段による連結と第3ブレーキ手段による拘束とで第3速が選択され、第1クラッチ手段及び第2クラッチ手段による連結で第4速が選択され、第2クラッチ手段による連結と第3ブレーキ手段による拘束とで第5速が選択され、第2クラッチ手段による連結と第2ブレーキ手段による拘束とで第6速が選択され、第

3クラッチ手段による連結と第2ブレーキ手段による拘束とで第1の後退段が選択され、第3クラッチ手段による連結と第1ブレーキ手段による拘束とで第2の後退段が選択され得る。

#### 〔実施例〕

第1図には第1発明の歯車変速装置の実施例である第1実施例が、下半分を省略したスケルトン図で示されている。

歯車変速装置は収容ケースとしてのトランスミッションケース10（図では周壁の一部のみが図示されている。）に構成部品が収容されている。

入力端となる入力軸12はトランスミッションケース10に対して回転可能に支承されており、この入力軸12に隣り合って入力軸12と一直線上に同心に第1中間軸16が配置されている。第1中間軸16はトランスミッションケース10に対して回転可能に支承されている。第1中間軸16の外方には、入力軸12に近い側から順に、第2中間軸18と出力端となる出力軸14が配置され、夫々第1中間軸16とは独立してトランスミ

ッションケース10に対して回転可能に支承されている。出力軸14には出力ギヤ15が固着されている。

第1プラネタリギヤセット22は、第2中間軸18に同心的に固着された第1サンギヤ24と、第1サンギヤ24に噛合する複数の第1ピニオン26と、第1ピニオン26に噛合する第1リングギヤ28と、第1ピニオン26を回転可能に支承する第1キャリア30とを備えたシンプルプラネタリギヤセットである。第1リングギヤ28及び第1キャリア30はトランスミッションケース10に対して回転可能に配置されている。

第2プラネタリギヤセット32は、第2中間軸18に同心的に固着された第2サンギヤ34と、第2サンギヤ34に噛合する複数の第2ピニオン36と、第2ピニオン36に噛合する複数の第3ピニオン37と、第3ピニオン37に噛合する第2リングギヤ38と、第2ピニオン36及び第3ピニオン37を回転可能に支承する第2キャリア40とを備えたダブルピニオンシンプルプラネタ

リギヤセットである。第2リングギヤ38及び第2キャリア40はトランスミッションケース10に対して回転可能に配置されている。

第3プラネタリギヤセット42は、第1中間軸16に同心的に固着された第3サンギヤ44と、第3サンギヤ44に噛合する複数の第4ピニオン46と、第4ピニオン46に噛合する第3リングギヤ50と、第4ピニオン46を回転可能に支承する第3キャリア52とを備えたシンプルプラネタリギヤセットである。第3リングギヤ50及び第3キャリア52はトランスミッションケース10に対して回転可能に配置されている。

ここで、第1リングギヤ28と第2キャリア40と第3キャリア52とは連結されて一体回転するようになっている。また、第2リングギヤ38と第3リングギヤ50と出力軸14とは連結されて一体回転するようになっている。

第1クラッチ手段54は入力軸12と第2中間軸18とを連結可能に配置されている。第2クラッチ手段56は入力軸12と第1キャリア30と

を連結可能に配置されている。第3クラッチ手段58は入力軸12と第1中間軸16とを連結可能に配置されている。これら第1クラッチ手段54～第3クラッチ手段58は図示しない油圧制御装置に作動が制御され、作動して上記のように各部品を連結するようになっている。

第1ブレーキ手段60は第1キャリア30をトランスミッションケース10に対して回転不能に拘束できるように配置されている。第2ブレーキ手段62は第1リングギヤ28と第2キャリア40と第3キャリア52をトランスミッションケース10に対して回転不能に拘束できるように配置されている。第3ブレーキ手段64は第1中間軸16を介して第3サンギヤ44を回転不能に拘束できるように配置されている。これら第1ブレーキ手段60～第3ブレーキ手段64は図示しない油圧制御装置に作動が制御され、作動して上記のように各部品を拘束するようになっている。

なお、本実施例では第1プラネタリギヤセット22はギヤ比 $\rho_1$ が0.317であり、第2プラ

ネタリギヤセット32はギヤ比 $\rho_2$ が0.458であり、第3プラネタリギヤセット42はギヤ比 $\rho_3$ が0.471である。

また、第1クラッチ手段54～第3クラッチ手段58及び第1ブレーキ手段60～第3ブレーキ手段64は摩擦多板形式のもので構成されている。

次に本実施例の作動を説明する。

なお、第2図には各変速段における第1クラッチ手段54～第3クラッチ手段58及び第1ブレーキ手段60～第3ブレーキ手段64の作動状況(○が作動状態)と変速比が示されている。

#### 第1速

第1速では、第1クラッチ手段54及び第1ブレーキ手段60が作動される。これにより、入力軸12と第2中間軸18が連結されるとともに、第1キャリア30が回転を拘束される。

入力軸12から入力された動力は、第2中間軸18を介して第2サンギヤ34へ伝達され、第2サンギヤ34から第2ピニオン36及び第3ピニオン37を介して第2リングギヤ38へ伝達され、

第2リングギヤ38から出力軸14に伝達される。また、第2サンギヤ34へ伝達された動力の一部は、第2ピニオン36及び第3ピニオン37を介して第2キャリア40及び第1リングギヤ28へ伝達され、第1リングギヤ28から第1ピニオン26を介して第1サンギヤ24へ伝達され、第1サンギヤ24から第2中間軸18を介して第2サンギヤ34へ伝達される。

この時、第1プラネタリギヤセット22では、第2中間軸18に連結された第1サンギヤ24が入力軸12と一体に回転し、第1キャリア30が回転を停止し、第1リングギヤ28が入力軸12と逆方向に回転している。また、第2プラネタリギヤセット32では、第2中間軸18に連結された第2サンギヤ34が第1サンギヤ24とともに入力軸12と一体に回転し、第2キャリア40が第1リングギヤ28と一体となって入力軸12と逆方向に回転し、第2リングギヤ38が入力軸12と同方向に回転している。また、第3プラネタリギヤセット42では、第3サンギヤ44が入力

軸12と逆方向に回転し、第3キャリア52が第1リングギヤ28及び第2キャリア40と一体となって入力軸12と逆方向に回転し、第3リングギヤ50が第2リングギヤ38と一体となって入力軸12と同方向に回転している。

この第1速では、第3プラネタリギヤセット42は変速比には関与せず、第1プラネタリギヤセット22及び第2プラネタリギヤセット32によって、 $1/(\rho_2 - \rho_1 + \rho_1 \rho_2)$ の変速比が得られ、本実施例では3.494の数値を得ている。

#### 第2速

第2速では、第1クラッチ手段54及び第2ブレーキ手段62が作動される。即ち、前記第1速からの変速では、第1クラッチ手段54が作動したままで、第1ブレーキ手段60の作動が解除されて代わりに第2ブレーキ手段62が作動される。これにより、入力軸12と第2中間軸18が連結されたままで、新に第1リングギヤ28、第2キャリア40及び第3キャリア52が回転を拘束さ

れる。

入力軸12から入力された動力は、第2中間軸18を介して第2サンギヤ34へ伝達され、第2サンギヤ34から第2ピニオン36及び第3ピニオン37を介して第2リングギヤ38へ伝達され、第2リングギヤ38から出力軸14に伝達される。

この時、第1プラネタリギヤセット22では、第2中間軸18に連結された第1サンギヤ24が入力軸12と一体に回転し、第1キャリア30が入力軸12と同方向に回転し、第1リングギヤ28が回転を停止している。また、第2プラネタリギヤセット32では、第2中間軸18に連結された第2サンギヤ34が第1サンギヤ24とともに入力軸12と一体に回転し、第2キャリア40が回転を停止し、第2リングギヤ38が入力軸12と同方向に回転している。また、第3プラネタリギヤセット42では、第3サンギヤ44が入力軸12と逆方向に回転し、第3キャリア52が回転を停止し、第3リングギヤ50が第2リングギヤ38と一体となって入力軸12と同方向に回転し

また、第2リングギヤ38へ伝達された動力の一部は、第3リングギヤ50へ伝達され、第3リングギヤ50から第4ピニオン46を介して第3キャリア52及び第2キャリア40へ伝達され、第2キャリア40から第2ピニオン36及び第3ピニオン37を介して第2リングギヤ38へ伝達される。

この時、第1プラネタリギヤセット22では、第2中間軸18に連結された第1サンギヤ24が入力軸12と一体に回転し、第1キャリア30が入力軸12と同方向に回転し、第1リングギヤ28が入力軸12と同方向に回転している。また、第2プラネタリギヤセット32では、第2中間軸18に連結された第2サンギヤ34が第1サンギヤ24とともに入力軸12と一体に回転し、第2キャリア40が第1リングギヤ28と一体となって入力軸12と同方向に回転し、第2リングギヤ38が入力軸12と同方向に回転している。また、第3プラネタリギヤセット42では、第3サンギヤ44が回転を停止し、第3キャリア52が第1

ている。

この第2速では、第1プラネタリギヤセット22及び第3プラネタリギヤセット42は変速比には関与せず、第2プラネタリギヤセット32によって、 $1/p_2$ の変速比が得られ、本実施例では2.123の数値を得ている。

### 第3速

第3速では、第1クラッチ手段54及び第3ブレーキ手段64が作動される。即ち、前記第2速からの変速では、第1クラッチ手段54が作動したままで、第2ブレーキ手段62の作動が解除されて代わりに第3ブレーキ手段64が作動される。これにより、入力軸12と第2中間軸18が連結されたままで、新に第3サンギヤ44が回転を拘束される。

入力軸12から入力された動力は、第2中間軸18を介して第2サンギヤ34へ伝達され、第2サンギヤ34から第2ピニオン36及び第3ピニオン37を介して第2リングギヤ38へ伝達され、第2リングギヤ38から出力軸14に伝達される。

リングギヤ28及び第2キャリア40と一体となって入力軸12と同方向に回転し、第3リングギヤ50が第2リングギヤ38と一体となって入力軸12と同方向に回転している。

この第3速では、第1プラネタリギヤセット22は変速比には関与せず、第2プラネタリギヤセット32及び第3プラネタリギヤセット42によって、 $(p_2+p_3)/p_2(1+p_3)$ の変速比が得られ、本実施例では1.379の数値を得ている。

### 第4速

第4速では、第1クラッチ手段54及び第2クラッチ手段56が作動される。即ち、前記第3速からの変速では第1クラッチ手段54が作動したままで、第3ブレーキ手段64の作動が解除されて代わりに第2クラッチ手段56が作動される。これにより、入力軸12と第2中間軸18が連結されたままで、新に入力軸12と第1キャリア30が連結される。

入力軸12から第1クラッチ手段54を経て入



力された動力は、第2中間軸18を介して第2サンギヤ34へ伝達され、第2サンギヤ34から第2ピニオン36及び第3ピニオン37を介して第2リングギヤ38へ伝達され、第2リングギヤ38から出力軸14に伝達される。また、入力軸12から第2クラッチ手段56を経て入力された動力は第1キャリア30へ伝達され、第1キャリア30から第1ピニオン26を介して第1リングギヤ28及び第2キャリア40へ伝達され、第2キャリア40から第2ピニオン36及び第3ピニオン37を介して第2リングギヤ38へ伝達され、第2リングギヤ38から出力軸14に伝達される。また、第1キャリア30へ伝達された動力の一部は、第1ピニオン26を介して第1サンギヤ24へ伝達され、第1サンギヤ24から第2中間軸18を介して第2サンギヤ34へ伝達され、第2サンギヤ34から前記同様にして出力軸14に伝達される。

この時、第1ブラネタリギヤセット22では、第1サンギヤ24、第1キャリア30及び第1リ

結されたままで、新に第3サンギヤ44が回転を拘束される。

入力軸12から入力された動力は、第1キャリア30へ伝達され、第1キャリア30から第1ピニオン26を介して第1サンギヤ24へ伝達され、第1サンギヤ24から第2中間軸18を介して第2サンギヤ34へ伝達され、第2サンギヤ34から第2ピニオン36及び第3ピニオン37を介して第2リングギヤ38へ伝達され、第2リングギヤ38から出力軸14に伝達される。また、第1キャリア30へ伝達された動力の一部は、第1ピニオン26を介して第1リングギヤ28、第2キャリア40及び第3キャリア52へ伝達され、第3キャリア52から第4ピニオン46を介して第3リングギヤ50へ伝達され、第3リングギヤ50から出力軸14に伝達される。また、第2キャリア40に伝達された動力の一部は、第2ピニオン36及び第3ピニオン37を介して第2リングギヤ38へ伝達されて、出力軸14に伝達される。

この時、第1ブラネタリギヤセット22では、

リングギヤ28が全て入力軸12と一体に回転している。また、第2ブラネタリギヤセット32では、第2サンギヤ34、第2キャリア40及び第2リングギヤ38が全て入力軸12と一体に回転している。また、第3ブラネタリギヤセット42では、第3サンギヤ44、第3キャリア52及び第3リングギヤ50が全て入力軸12と一体に回転している。

この第4速では、第1ブラネタリギヤセット22、第2ブラネタリギヤセット32及び第3ブラネタリギヤセット42は各要素が全て一体となって入力軸12と一体に回転するので、1の変速比が得られる。

#### 第5速

第5速では、第2クラッチ手段56及び第3ブレーキ手段64が作動される。即ち、前記第4速からの変速では、第2クラッチ手段56が作動したままで、第1クラッチ手段54の作動が解除されて代わりに第3ブレーキ手段64が作動される。これにより、入力軸12と第1キャリア30が連

第1サンギヤ24が入力軸12と同方向に回転し、第1キャリア30が入力軸12と一体に回転し、第1リングギヤ28が入力軸12と同方向に回転している。また、第2ブラネタリギヤセット32では、第2サンギヤ34が第1サンギヤ24と一体となって入力軸12と同方向に回転し、第2キャリア40が第1リングギヤ28と一体となって入力軸12と同方向に回転し、第2リングギヤ38が入力軸12と同方向に回転している。また、第3ブラネタリギヤセット42では、第3サンギヤ44が回転を停止し、第3キャリア52が第1リングギヤ28及び第2キャリア40と一体となって入力軸12と同方向に回転し、第3リングギヤ50が第2リングギヤ38と一体となって入力軸12と同方向に回転している。

この第5速では、第1ブラネタリギヤセット22、第2ブラネタリギヤセット32及び第3ブラネタリギヤセット42が変速比に関与し、これらによって、 $\{p_2(1+p_1)+p_1p_3\}/p_2(1+p_1)(1+p_3)$ の変速比が得られ、

本実施例では0.848の数値を得ている。

#### 第 6 速

第6速では、第2クラッチ手段56及び第2ブレーキ手段62が作動される。即ち、前記第5速からの変速では、第2クラッチ手段56が作動したままで、第3ブレーキ手段64の作動が解除されて代わりに第2ブレーキ手段62が作動される。これにより、入力軸12と第1キャリア30が連結されたままで、新に第1リングギヤ28、第2キャリア40及び第3キャリア52が回転を拘束される。

入力軸12から入力された動力は、第1キャリア30から第1ピニオン26を介して第1サンギヤ24へ伝達され、第1サンギヤ24から第2中間軸18を介して第2サンギヤ34へ伝達され、第2サンギヤ34から第2ピニオン36及び第3ピニオン37を介して第2リングギヤ38へ伝達され、第2リングギヤ38から出力軸14に伝達される。

この時、第1プラネタリギヤセット22では、

ーキ手段62が作動される。これにより、入力軸12と第1中間軸16が連結されるとともに、第1リングギヤ28、第2キャリア40及び第3キャリア52が回転を拘束される。

入力軸12から入力された動力は、第1中間軸16を介して第3サンギヤ44へ伝達され、第3サンギヤ44から第4ピニオン46を介して第3リングギヤ50へ伝達され、第3リングギヤ50から出力軸14へ伝達される。

この時、第1プラネタリギヤセット22では、第1サンギヤ24が入力軸12と逆方向に回転し、第1キャリア30が入力軸12と逆方向に回転し、第1リングギヤ28が回転を停止している。また、第2プラネタリギヤセット32では、第2サンギヤ34が第1サンギヤ24と一体となって入力軸12と逆方向に回転し、第2キャリア40が回転を停止し、第2リングギヤ38が入力軸12と逆方向に回転している。また、第3プラネタリギヤセット42では、第1中間軸16に連結された第3サンギヤ44が入力軸12と一体に回転し、第

第1サンギヤ24が入力軸12と同方向に回転し、第1キャリア30が入力軸12と一体に回転し、第1リングギヤ28が回転を停止している。また、第2プラネタリギヤセット32では、第2サンギヤ34が第1サンギヤ24と一体となって入力軸12と同方向に回転し、第2キャリア40が回転を停止し、第2リングギヤ38が入力軸12と同方向に回転している。また、第3プラネタリギヤセット42では、第3サンギヤ44が入力軸12と逆方向に回転し、第3キャリア52が回転を停止し、第3リングギヤ50が第2リングギヤ38と一体となって入力軸12と同方向に回転している。

この第6速では、第3プラネタリギヤセット42は変速比には関与せず、第1プラネタリギヤセット22及び第2プラネタリギヤセット32によって、 $\rho 1 / \rho 2 (1 + \rho 1)$ の変速比が得られ、本実施例では0.526の数値を得ている。

#### 後 退 (その1)

後退では、第3クラッチ手段58及び第2ブレ

3キャリア52が回転を停止し、第3リングギヤ50が第2リングギヤ38と一体となって入力軸12と逆方向に回転している。

この後退では、第1プラネタリギヤセット22及び第2プラネタリギヤセット32は変速比には関与せず、第3プラネタリギヤセット42によって、 $-1 / \rho 3$ の変速比が得られ、本実施例では-2.123の数値を得ている。

#### 後 退 (その2)

また、本実施例では後退をより大きな変速比とすることができ、前述の後退と組合せて後退2段とするか、乃至はいずれか一方を任意に選択可能となっている。

この後退では、第3クラッチ手段58及び第1ブレーキ手段60が作動される。これにより、入力軸12と第1中間軸16が連結されるとともに、第1キャリア30が回転を拘束される。

入力軸12から入力された動力は、第1中間軸16を介して第3サンギヤ44へ伝達され、第3サンギヤ44から第4ピニオン46を介して第3

リングギヤ50へ伝達され、第3リングギヤ50から出力軸14に伝達される。また、第3サンギヤ44へ伝達された動力の一部は、第4ピニオン46を介して第3キャリア52、第1リングギヤ28へ伝達され、第1リングギヤ28から第1ピニオン26を介して第1サンギヤ24へ伝達され、第1サンギヤ24から第2中間軸18を介して第2サンギヤ34へ伝達され、第2サンギヤ34から第2ピニオン36及び第3ピニオン37を介して第2リングギヤ38へ伝達され、第2リングギヤ38から出力軸14に伝達される。また、第2サンギヤ34に伝達された動力の一部は、第2ピニオン36及び第3ピニオン37を介して第2キャリア40に伝達され第1リングギヤ28へ伝達される。

この時、第1プラネタリギヤセット22では、第1サンギヤ24が入力軸12と逆方向に回転し、第1キャリア30が回転を停止し、第1リングギヤ28が入力軸12と同方向に回転している。また、第2プラネタリギヤセット32では、第2サ

ンギヤ34が第1サンギヤ24と一体となって入力軸12と逆方向に回転し、第2キャリア40が第1リングギヤ28と一体となって入力軸12と同方向に回転し、第2リングギヤ38が入力軸12と逆方向に回転している。また、第3プラネタリギヤセット42では、第1中間軸16に連結された第3サンギヤ44が入力軸12と一体に回転し、第3キャリア52が第1リングギヤ28及び第2キャリア40と一体となって入力軸12と同方向に回転し、第3リングギヤ50が第2リングギヤ38と一体となって入力軸12と逆方向に回転している。

この後退では、第1プラネタリギヤセット22、第2プラネタリギヤセット32及び第3プラネタリギヤセット42が変速比に関与し、これらによって、 $-(p_2(1+p_1)+p_1p_3)/p_3(p_2-p_1+p_1p_2)$ の変速比が得られ、本実施例では-5.583の数値を得ている。

以上のように構成されて作動する第1実施例の歯車変速装置では、所期の課題を解決することが

できるとともに、第4速から第6速で動力循環を生じないので効率が良く燃費が向上する利点を有する。また、第1サンギヤ24と第2サンギヤ34をロングピニオン化して一体化することができるのと同時に、後述の第11図に示されるように、第2プラネタリギヤセット32と第3プラネタリギヤセット42を複合化することができるので、構造を単純化することもできる。

なお、上記実施例では係合手段としての第1クラッチ手段54～第3クラッチ手段58及び第1ブレーキ手段60～第3ブレーキ手段64をいずれも単一の摩擦多板形式のもので構成したが、以下に説明する構成等とすることもできる。

第1クラッチ手段54は第3図に示される構成とすることができる。即ち、前述の摩擦多板形式のものである多板クラッチ66にワンウェイクラッチ68を直列に結合して、入力軸12から第2中間軸18へのみトルク伝達を可能とした構成とすることができる。

このため、第1クラッチ手段54が作動状態と

されている第1速～第4速においては、第2中間軸18から入力軸12へトルク伝達がなされないため、エンジンブレーキが解放されて燃費及び静粛性が向上する利点を有する。

また、第1速～第4速と第5速又は第6速との間での変速の際には、第5速又は第6速においては第2中間軸18が入力軸12よりも速く回転し、第1速～第4速においては第2中間軸18が入力軸12と同等乃至は同等未満の速さとなるので、シフトアップの際にはワンウェイクラッチ68の作用で第1クラッチ手段54が自動的に作動解除状態となり、シフトダウンの際には第2中間軸18と入力軸12の回転が同期してから作動状態となることから、第1クラッチ手段54の作動開始又は作動解除のタイミングを精密に設定せずとも変速ショックを抑制することができ、変速制御が容易となる。

また、第1クラッチ手段54は第4図に示される構成とすることができる。即ち、前記第3図のように多板クラッチ66とワンウェイクラッチ6

8を直列に結合した構成に、さらに多板クラッチ70を並列に結合した構成とすることができる。

このため、第3図のものと同様の利点を有するとともに、多板クラッチ70を選択的に作動させることで、降坂走行の際等に必要に応じてエンジンブレーキを作用させることができる。

第2クラッチ手段56は上記第3図及び第4図に示されるのと同様の構成とすることができ、第2クラッチ手段56が作動状態となる第4速、第5速及び第6速においてはエンジンブレーキが解放されて燃費及び静粛性が向上し、構成によっては必要に応じてエンジンブレーキを作用させることもできる。

第3クラッチ手段58は前記第3図及び第4図に示されるのと同様の構成のもの、第5図に示されるように直列に結合された多板クラッチ66及びワンウェイクラッチ68にワンウェイクラッチ68とは係合方向が逆のワンウェイクラッチ72を並列に結合して構成されるもの、第6図に示されるように互に並列に結合された多板クラッチ6

れるように直列に結合された多板クラッチ66と、ワンウェイクラッチ68に直列に結合された多板クラッチ70とワンウェイクラッチ72を並列に結合した構成のもの、第8図に示されるように直列に結合された多板クラッチ66とワンウェイクラッチ72に多板クラッチ70を並列に結合した構成のもの、第9図に示されるように一方向に制動力が作用するバンドブレーキ74とした構成のもの、第10図に示されるようにバンドブレーキ74と並列にバンドブレーキ74とは制動方向が逆のバンドブレーキ76を結合した構成のもの、第11図に示されるように多板クラッチ66とバンドブレーキ74を並列に結合した構成のものとすることができる。

これらの場合にも、第1ブレーキ手段60が作動する第1速及び後退（その2）において、燃費及び静粛性が向上するとともに、構成によっては必要に応じてエンジンブレーキを作用させることもでき、さらに第1速と第2～6速との間における変速制御が容易となる。

6とワンウェイクラッチ72とから構成されるものとすることができ、これらの場合にも第3クラッチ手段58が作動される後退（その1及びその2）において燃費及び静粛性が向上するとともに、構成によっては必要に応じてエンジンブレーキを作用させることもできる。

また、この第3クラッチ手段58は第1クラッチ手段54又は第2クラッチ手段56と同時に作動させられることにより、第4速において前記実施例とは異なる動力伝達経路をとらせることができる。このような第1クラッチ手段54との同時作動による第4速では、上記と同様にワンウェイクラッチ68の解放作用により燃費及び静粛性が向上する。また、第2クラッチ手段56との同時作動による第4速では、ワンウェイクラッチ72の自動的な解放作用により、燃費及び静粛性が向上するとともに、第4速と第5速又は第6速との間における変速制御が容易となる。

第1ブレーキ手段60は前記第3図及び第4図に示されるのと同様の構成のもの、第7図に示さ

第2ブレーキ手段62は前記第4図、第7図、第8図、第9図、第10図及び第11図に示されるのと同様の構成とすることができ、第2ブレーキ手段62が作動する第2速、第6速及び後退（その1）において、燃費及び静粛性が向上するとともに、構成によっては必要に応じてエンジンブレーキを作用させることもでき、さらに第2速と第3～6速との間における変速制御が容易となる。

第3ブレーキ手段64は第2ブレーキ手段62と同様に前記第4図、第7図、第8図、第9図、第10図及び第11図に示されるのと同様の構成とすることができ、第3ブレーキ手段64が作動する第3速及び第5速において、燃費及び静粛性が向上するとともに、構成によっては必要に応じてエンジンブレーキを作用させることもでき、さらに第3速と第4速、そして第5速と第6速との間における変速制御が容易となる。

第12図には上記に説明した前記第1実施例とは異なる係合手段を備えた一例としての第2実施

例が示されている。

この第2実施例の歯車変速装置では、第1クラッチ手段54が第4図に示される構成のものとされ、第1ブレーキ手段60が第3図に示される構成のものとされ、第2ブレーキ手段62が第4図に示される構成のものとされ、第3ブレーキ手段64が第4図に示される構成のものとされている。また、前述したように、第2プラネタリギヤセット32と第3プラネタリギヤセット42が複合化された構造となっている。

また、第13図には第1発明をエンジン換置の前輪駆動車に適用する場合の第3実施例が示されている。

この実施例では、第1中間軸16と第2中間軸18が軸線方向に離隔して配置され、これら中間軸16、18の内方に入力軸12が通され、これに伴って第3クラッチ手段58の配設位置が変更されている。出力ギヤ15は中間ギヤ80を介してデファレンシャルギヤ82と連係され、デファレンシャルギヤ82は軸84が駆動軸に連結され

る。

この実施例の場合にも、係合手段を上記のような構成等とすることができる。

第14図には第2発明の歯車変速装置の実施例である第4実施例が示されている。

歯車変速装置は収容ケースとしてのトランスミッションケース10（図では周壁の一部のみが図示されている。）に構成部品が収容されている。

入力端となる入力軸12はトランスミッションケース10に対して回転可能に支承されており、この入力軸12に隣り合って入力軸12と一直線上に同心に第1中間軸16が配置されている。第1中間軸16はトランスミッションケース10に対して回転可能に支承されている。第1中間軸16の外方には、入力軸12に近い側から順に、第2中間軸18と出力端となる出力軸14が配置され、夫々第1中間軸16とは独立してトランスミッションケース10に対して回転可能に支承されている。出力軸14には出力ギヤ15が固着されている。

第1プラネタリギヤセット22は、第1サンギヤ24が第2中間軸18に同心的に固着されて、前記第1実施例と同様の組合せから構成されている。第2プラネタリギヤセット32は、第2サンギヤ34が第2中間軸18に同心的に固着されて、前記第1実施例と同様の組合せから構成されている。第3プラネタリギヤセット42は、第3サンギヤ44が第1中間軸16に同心的に固着されて、前記第1実施例と同様の組合せから構成されている。

ここで、第1リングギヤ28と第2キャリア40とは連結されて一体回転するようになっている。また、第2リングギヤ38と第3キャリア52と出力軸14とは連結されて一体回転するようになっている。さらに、第3リングギヤ50は第2中間軸18に連結されて、第1サンギヤ24及び第2サンギヤ34と一体回転するようになっている。

第1クラッチ手段54は入力軸12と第2中間軸18とを連結可能に配置されている。第2クラッチ手段56は入力軸12と第1キャリア30と

を連結可能に配置されている。第3クラッチ手段58は入力軸12と第1中間軸16とを連結可能に配置されている。これら第1クラッチ手段54～第3クラッチ手段58は図示しない油圧制御装置に作動が制御され、作動して上記のように各部品を連結するようになっている。

第1ブレーキ手段60は第1キャリア30をトランスミッションケース10に対して回転不能に拘束できるように配置されている。第2ブレーキ手段62は第1リングギヤ28と第1キャリア30をトランスミッションケース10に対して回転不能に拘束できるように配置されている。第3ブレーキ手段64は第1中間軸16を介して第3サンギヤ44をトランスミッションケース10に対して回転不能に拘束できるように配置されている。これら第1ブレーキ手段60～第3ブレーキ手段64は図示しない油圧制御装置に作動が制御され、作動して上記のように各部品を拘束するようになっている。

なお、本実施例では第1プラネタリギヤセット

22はギヤ比 $\rho_1$ が0.317であり、第2ブラネタリギヤセット32はギヤ比 $\rho_2$ が0.458であり、第3ブラネタリギヤセット42はギヤ比 $\rho_3$ が0.379である。

また、第1クラッチ手段54～第3クラッチ手段58及び第1ブレーキ手段60～第3ブレーキ手段64は摩擦多板形式のもので構成されている。

次に本実施例の作動を説明する。

なお、第15図には各変速段における第1クラッチ手段54～第3クラッチ手段58及び第1ブレーキ手段60～第3ブレーキ手段64の作動状況(○が作動状態)と変速比が示されている。

### 第1速

第1速では、第1クラッチ手段54及び第1ブレーキ手段60が作動される。これにより、入力軸12と第2中間軸18が連結されるとともに、第1キャリア30が回転を拘束される。

入力軸12から入力された動力は、第2中間軸18を介して第2サンギヤ34へ伝達され、第2サンギヤ34から第2ピニオン36及び第3ピニ

リギヤセット42では、第3サンギヤ44が入力軸12と逆方向に回転し、第3キャリア52が第2リングギヤ38と一体となって入力軸12と同方向に回転し、第3リングギヤ50が第1サンギヤ24及び第2サンギヤ34とともに入力軸12と一体に回転している。

この第1速では、第3ブラネタリギヤセット42は変速比には関与せず、第1ブラネタリギヤセット22及び第2ブラネタリギヤセット32によって、 $1/(\rho_2 - \rho_1 + \rho_1 \rho_2)$ の変速比が得られ、本実施例では3.494の数値を得ている。

### 第2速

第2速では、第1クラッチ手段54及び第2ブレーキ手段62が作動される。即ち、前記第1速からの変速では、第1クラッチ手段54が作動したままで、第1ブレーキ手段60の作動が解除されて代わりに第2ブレーキ手段62が作動される。これにより、入力軸12と第2中間軸18が連結されたままで、新に第1リングギヤ28及び第2キ

オン37を介して第2リングギヤ38へ伝達され、第2リングギヤ38から出力軸14へ伝達される。また、第2サンギヤ34へ伝達された動力の一部は、第2ピニオン36及び第3ピニオン37を介して第2キャリア40及び第1リングギヤ28へ伝達され、第1リングギヤ28から第1ピニオン26を介して第1サンギヤ24へ伝達され、第1サンギヤ24から第2中間軸18を介して第2サンギヤ34へ伝達される。

この時、第1ブラネタリギヤセット22では、第2中間軸18に連結された第1サンギヤ24が入力軸12と一体に回転し、第1キャリア30が回転を停止し、第1リングギヤ28が入力軸12と逆方向に回転している。また、第2ブラネタリギヤセット32では、第2中間軸18に連結された第2サンギヤ34が第1サンギヤ24とともに入力軸12と一体に回転し、第2キャリア40が第1リングギヤ28と一体となって入力軸12と逆方向に回転し、第2リングギヤ38が入力軸12と同方向に回転している。また、第3ブラネタ

リギヤセット42が回転を拘束される。

入力軸12から入力された動力は、第2中間軸18を介して第2サンギヤ34へ伝達され、第2サンギヤ34から第2ピニオン36及び第3ピニオン37を介して第2リングギヤ38へ伝達され、第2リングギヤ38から出力軸14に伝達される。

この時、第1ブラネタリギヤセット22では、第2中間軸18に連結された第1サンギヤ24が入力軸12と一体に回転し、第1キャリア30が入力軸12と同方向に回転し、第1リングギヤ28が回転を停止している。また、第2ブラネタリギヤセット32では、第2中間軸18に連結された第2サンギヤ34が第1サンギヤ24とともに入力軸12と一体に回転し、第2キャリア40が回転を停止し、第2リングギヤ38が入力軸12と同方向に回転している。また、第3ブラネタリギヤセット42では、第3サンギヤ44が入力軸12と逆方向に回転し、第3キャリア52が第2リングギヤ38と一体となって入力軸12と同方向に回転し、第3リングギヤ50が第1サンギヤ

24及び第2サンギヤ34とともに入力軸12と一体に回転している。

この第2速では、第1プラネタリギヤセット22及び第3プラネタリギヤセット42は変速比には関与せず、第2プラネタリギヤセット32によって、 $1/p2$ の変速比が得られ、本実施例では2.183の数値を得ている。

### 第3速

第3速では、第1クラッチ手段54及び第3ブレーキ手段64が作動される。即ち、前記第2速からの変速では、第1クラッチ手段54が作動したままで、第2ブレーキ手段62の作動が解除されて代わりに第3ブレーキ手段64が作動される。これにより、入力軸12と第2中間軸18が連結されたままで、新に第3サンギヤ44が回転を拘束される。

入力軸12から入力された動力は、第2中間軸18を介して第3リングギヤ50へ伝達され、第3リングギヤ50から第4ピニオン46を介して第3キャリア52へ伝達され、第3キャリア52

から出力軸14へ伝達される。

この時、第1プラネタリギヤセット22では、第2中間軸18に連結された第1サンギヤ24が入力軸12と一体に回転し、第1キャリア30が入力軸12と同方向に回転し、第1リングギヤ28が入力軸12と同方向に回転している。また、第2プラネタリギヤセット32では、第2中間軸18に連結された第2サンギヤ34が第1サンギヤ24とともに入力軸12と一体に回転し、第2キャリア40が第1リングギヤ28と一体となって入力軸12と同方向に回転し、第2リングギヤ38が入力軸12と同方向に回転している。また、第3プラネタリギヤセット42では、第3サンギヤ44が回転を停止し、第3キャリア52が第2リングギヤ38と一体となって入力軸12と同方向に回転し、第3リングギヤ50が第1サンギヤ24及び第2サンギヤ34とともに入力軸12と一体に回転している。

この第3速では、第1プラネタリギヤセット22及び第2プラネタリギヤセット32は変速比に

は関与せず、第3プラネタリギヤセット42によって、 $1+p3$ の変速比が得られ、本実施例では1.379の数値を得ている。

### 第4速

第4速では、第1クラッチ手段54及び第2クラッチ手段56が作動される。即ち、前記第3速からの変速では第1クラッチ手段54が作動したままで、第3ブレーキ手段64の作動が解除されて代わりに第2クラッチ手段56が作動される。これにより、入力軸12と第2中間軸18が連結されたままで、新に入力軸12に第1キャリア30が連結される。

入力軸12から第1クラッチ手段54を経て入力された動力は、第2中間軸18を介して第2サンギヤ34へ伝達され、第2サンギヤ34から第2ピニオン36及び第3ピニオン37を介して第2リングギヤ38へ伝達され、第2リングギヤ38から出力軸14に伝達される。また、第2クラッチ手段56を経て入力された動力は第1キャリア30へ伝達され、第1キャリア30から第1ピ

ニオン26を介して第1リングギヤ28及び第2キャリア40へ伝達され、第2キャリア40から第2ピニオン36及び第3ピニオン37を介して第2リングギヤ38へ伝達され、第2リングギヤ38から出力軸14に伝達される。また、第1キャリア30へ伝達された動力の一部は、第1ピニオン26を介して第1サンギヤ24へ伝達され、第1サンギヤ24から第2中間軸18を介して第2サンギヤ34へ伝達され、第2サンギヤ34から前記同様にして出力軸14に伝達される。

この時、第1プラネタリギヤセット22では、第1サンギヤ24、第1キャリア30及び第1リングギヤ28が全て入力軸12と一体に回転している。また、第2プラネタリギヤセット32では、第2サンギヤ34、第2キャリア40及び第2リングギヤ38が全て入力軸12と一体に回転している。また、第3プラネタリギヤセット42では、第3サンギヤ44、第3キャリア52及び第3リングギヤ50が全て入力軸12と一体に回転している。

この第4速では、第1ブラネタリギヤセット22、第2ブラネタリギヤセット32及び第3ブラネタリギヤセット42は各要素が全て一体となって入力軸12と一体に回転するので、1の変速比が得られる。

#### 第5速

第5速では、第2クラッチ手段56及び第3ブレーキ手段64が作動される。即ち、前記第4速からの変速では、第2クラッチ手段56が作動したままで、第1クラッチ手段54の作動が解除されて代わりに第3ブレーキ手段64が作動される。これにより、入力軸12と第1キャリア30が連結されたままで、新に第3サンギヤ44が回転を拘束される。

入力軸12から入力された動力は、第1キャリア30へ伝達され、第1キャリア30から第1ピニオン26を介して第1サンギヤ24へ伝達され、第1サンギヤ24から第2中間軸18を介して第2サンギヤ34へ伝達され、第2サンギヤ34から第2ピニオン36及び第3ピニオン37を介し

て第2リングギヤ38へ伝達され、第2リングギヤ38から出力軸14に伝達される。また、第1キャリア30へ伝達された動力の一部は、第1ピニオン26を介して第1リングギヤ28及び第2キャリア40へ伝達され、第2キャリア40から第2ピニオン36及び第3ピニオン37を介して第2リングギヤ38へ伝達され、第2リングギヤ38から出力軸14に伝達される。また、第2リングギヤ38へ伝達された動力の一部は、第3キャリア52へ伝達され、第3キャリア52から第4ピニオン46を介して第3リングギヤ50へ伝達され、第3リングギヤ50から第2中間軸18を介して第2サンギヤ34へ伝達され、第2サンギヤ34から第2ピニオン36及び第3ピニオン37を介して第2リングギヤ38へ伝達される。

この時、第1ブラネタリギヤセット22では、第1サンギヤ24が入力軸12と同方向に回転し、第1キャリア30が入力軸12と一体に回転し、第1リングギヤ28が入力軸12と同方向に回転している。また、第2ブラネタリギヤセット32

では、第2サンギヤ34が第1サンギヤ24と一体となって入力軸12と同方向に回転し、第2キャリア40が第1リングギヤ28と一体となって入力軸12と同方向に回転し、第2リングギヤ38が入力軸12と同方向に回転している。また、第3ブラネタリギヤセット42では、第3サンギヤ44が回転を停止し、第3キャリア52が第2リングギヤ38と一体となって入力軸12と同方向に回転し、第3リングギヤ50が第1サンギヤ24及び第2サンギヤ34と一体となって入力軸12と同方向に回転している。

この第5速では、第1ブラネタリギヤセット22、第2ブラネタリギヤセット32及び第3ブラネタリギヤセット42が変速比に関与し、これらによって、 $\{(1+\rho_1)(1-\rho_2-\rho_2\rho_3)+\rho_1\rho_3\}/(1+\rho_1)(1-\rho_2)$ の変速比が得られ、本実施例では0.848の数値を得ている。

#### 第6速

第6速では、第2クラッチ手段56及び第2ブ

レーキ手段62が作動される。即ち、前記第5速からの変速では、第2クラッチ手段56が作動したままで、第3ブレーキ手段64の作動が解除されて代わりに第2ブレーキ手段62が作動される。これにより、入力軸12と第1キャリア30が連結されたままで、新に第1リングギヤ28及び第2キャリア40が回転を拘束される。

入力軸12から入力された動力は、第1キャリア30から第1ピニオン26を介して第1サンギヤ24へ伝達され、第1サンギヤ24から第2中間軸18を介して第2サンギヤ34へ伝達され、第2サンギヤ34から第2ピニオン36及び第3ピニオン37を介して第2リングギヤ38へ伝達され、第2リングギヤ38から出力軸14へ伝達される。

この時、第1ブラネタリギヤセット22では、第1サンギヤ24が入力軸12と同方向に回転し、第1キャリア30が入力軸12と一体に回転し、第1リングギヤ28が回転を停止している。また、第2ブラネタリギヤセット32では、第2サンギ



ヤ 3 4 が第 1 サンギヤ 2 4 と一体となって入力軸 1 2 と同方向に回転し、第 2 キャリヤ 4 0 が回転を停止し、第 2 リングギヤ 3 8 が入力軸 1 2 と同方向に回転している。また、第 3 ブラネタリギヤセット 4 2 では、第 3 サンギヤ 4 4 が入力軸 1 2 と逆方向に回転し、第 3 キャリヤ 5 2 が第 2 リングギヤ 3 8 と一体となって入力軸 1 2 と同方向に回転し、第 3 リングギヤ 5 0 が第 1 サンギヤ 2 4 及び第 2 サンギヤ 3 4 と一体となって入力軸 1 2 と同方向に回転している。

この第 6 速では、第 3 ブラネタリギヤセット 4 2 は変速比には関与せず、第 1 ブラネタリギヤセット 2 2 及び第 2 ブラネタリギヤセット 3 2 によって、 $\rho 1 / \rho 2 (1 + \rho 1)$  の変速比が得られ、本実施例では 0. 5 2 6 の数値を得ている。

#### 後 退 (その 1)

後退では、第 3 クラッチ手段 5 8 及び第 2 ブレーキ手段 6 2 が作動される。これにより、入力軸 1 2 と第 1 中間軸 1 6 が連結されるとともに、第 1 リングギヤ 2 8 及び第 2 キャリヤ 4 0 が回転を

拘束される。

入力軸 1 2 から入力された動力は、第 1 中間軸 1 6 を介して第 3 サンギヤ 4 4 へ伝達され、第 3 サンギヤ 4 4 から第 4 ピニオン 4 6 を介して第 3 リングギヤ 5 0 へ伝達され、第 3 リングギヤ 5 0 から第 2 中間軸 1 8 を介して第 2 サンギヤ 3 4 へ伝達され、第 2 サンギヤ 3 4 から第 2 ピニオン 3 6 及び第 3 ピニオン 3 7 を介して第 2 リングギヤ 3 8 へ伝達され、第 2 リングギヤ 3 8 から出力軸 1 4 に伝達される。また、第 2 リングギヤ 3 8 へ伝達された動力の一部は、第 3 キャリヤ 5 2 へ伝達され、第 3 キャリヤ 5 2 から第 4 ピニオン 4 6 を介して第 3 リングギヤ 5 0 へ伝達される。

この時、第 1 ブラネタリギヤセット 2 2 では、第 1 サンギヤ 2 4 が入力軸 1 2 と逆方向に回転し、第 1 キャリヤ 3 0 が入力軸 1 2 と逆方向に回転し、第 1 リングギヤ 2 8 が回転を停止している。また、第 2 ブラネタリギヤセット 3 2 では、第 2 サンギヤ 3 4 が第 1 サンギヤ 2 4 と一体となって入力軸 1 2 と逆方向に回転し、第 2 キャリヤ 4 0 が回転

を停止し、第 2 リングギヤ 3 8 が入力軸 1 2 と逆方向に回転している。また、第 3 ブラネタリギヤセット 4 2 では、第 1 中間軸 1 6 に連結された第 3 サンギヤ 4 4 が入力軸 1 2 と一体に回転し、第 3 キャリヤ 5 2 が第 2 リングギヤ 3 8 と一体となって入力軸 1 2 と逆方向に回転し、第 3 リングギヤ 5 0 が第 1 サンギヤ 2 4 及び第 2 サンギヤ 3 4 と一体となって入力軸 1 2 と逆方向に回転している。

この後退では、第 1 ブラネタリギヤセット 2 2 は変速比には関与せず、第 2 ブラネタリギヤセット 3 2 及び第 3 ブラネタリギヤセット 4 2 によって、 $-(1 - \rho 2 - \rho 2 \rho 3) / \rho 2 \rho 3$  の変速比が得られ、本実施例では -2. 1 2 2 の数値を得ている。

#### 後 退 (その 2)

また、本実施例では後退をより大きな変速比とすることができ、前述の後退と組合せて後退 2 段とするか、乃至はいずれか一方を任意に選択可能となっている。

この後退では、第 3 クラッチ手段 5 8 及び第 1 ブレーキ手段 6 0 が作動される。これにより、入力軸 1 2 と第 1 中間軸 1 6 が連結されるとともに、第 1 キャリヤ 3 0 が回転を拘束される。

入力軸 1 2 から入力された動力は、第 1 中間軸 1 6 を介して第 3 サンギヤ 4 4 へ伝達され、第 3 サンギヤ 4 4 から第 4 ピニオン 4 6 を介して第 3 リングギヤ 5 0 へ伝達され、第 3 リングギヤ 5 0 から第 2 中間軸 1 8 を介して第 2 サンギヤ 3 4 へ伝達され、第 2 サンギヤ 3 4 から第 2 ピニオン 3 6 及び第 3 ピニオン 3 7 を介して第 2 リングギヤ 3 8 へ伝達され、第 2 リングギヤ 3 8 から出力軸 1 4 に伝達される。また、第 2 サンギヤ 3 4 へ伝達された動力の一部は、第 2 ピニオン 3 6 及び第 3 ピニオン 3 7 を介して第 2 キャリヤ 4 0 及び第 1 リングギヤ 2 8 へ伝達され、第 1 リングギヤ 2 8 から第 1 ピニオン 2 6 を介して第 1 サンギヤ 2 4 へ伝達され、第 1 サンギヤ 2 4 から第 2 中間軸 1 8 を介して第 2 サンギヤ 3 4 へ伝達される。また、第 2 リングギヤ 3 8 へ伝達された動力の一部

は、第3キャリア52へ伝達され、第3キャリア52から第4ピニオン46を介して第3リングギヤ50へ伝達され、第3リングギヤ50から第2中間軸18を介して第2サンギヤ34へ伝達される。

この時、第1プラネタリギヤセット22では、第1サンギヤ24が入力軸12と逆方向に回転し、第1キャリア30が回転を停止し、第1リングギヤ28が入力軸12と同方向に回転している。また、第2プラネタリギヤセット32では、第2サンギヤ34が第1サンギヤ24と一体となって入力軸12と逆方向に回転し、第2キャリア40が第1リングギヤ28と一体となって入力軸12と同方向に回転し、第2リングギヤ38が入力軸12と逆方向に回転している。また、第3プラネタリギヤセット42では、第1中間軸16連結された第3サンギヤ44が入力軸12と一体に回転し、第3キャリア52が第2リングギヤ38と一体となって入力軸12と逆方向に回転し、第3リングギヤ50が第1サンギヤ24及び第2サンギヤ3

4と一体となって入力軸12と逆方向に回転している。

この後退では、第1プラネタリギヤセット22、第2プラネタリギヤセット32及び第3プラネタリギヤセット42が変速比に関与し、これらによって、 $-(1+\rho_1)(1-\rho_2-\rho_2\rho_3)+\rho_1\rho_3)/\rho_3(\rho_2-\rho_1+\rho_1\rho_2)$ の変速比が得られ、本実施例では-5.581の数値を得ている。

以上のように構成されて作動する第4実施例の歯車変速装置では、所期の課題を解決することができるのと同時に、第1サンギヤ24と第2サンギヤ34をロングピニオン化して一体化することができる。

なお、上記実施例では、係合手段としての第1クラッチ手段54～第3クラッチ手段58及び第1ブレーキ手段60～第3ブレーキ手段64をいずれも単一の摩擦単板形式のもので構成したが、夫々は前記第3図乃至第11図で説明した構成等とすることもできる。

第16図には第4実施例とは異なる係合手段を備えた一例としての第5実施例が示されている。

この第5実施例の歯車変速装置では、第1クラッチ手段54、第1ブレーキ手段60、第2ブレーキ手段62及び第3ブレーキ手段64が前記第2実施例と同様の構成となっている。

また、第17図には第2発明をエンジン横置の前輪駆動車に適用する場合の第6実施例が示されており、この実施例では、第1中間軸16と第2中間軸18が軸線方向に離隔して配置され、これら中間軸16、18の内方に入力軸12が通されている。また、これに伴って第3クラッチ手段58の配設位置が変更されている。

この実施例の場合にも、係合手段を上記のような構成等とすることができる。

#### [発明の効果]

以上に説明した通り本発明になる歯車変速装置では、2組のシンプルプラネタリギヤセットと1組のダブルピニオンシンプルプラネタリギヤセットとを組合せて前進5段以上の変速段を成立させ

るに際し、オーバードライブを除く通常の前進段における変速比が等比級数に近い配列となり、オーバードライブの変速比が動力性能を確保できるものであり、各プラネタリギヤセットのギヤ比が適切で歯車列の外径を小さくでき、次段への変速が二つの係合要素を制御することで可能な効果を有する。

#### 4. 図面の簡単な説明

第1図は本発明になる歯車変速装置の第1実施例を示すスケルトン図、第2図は第1実施例における係合手段の作動状況を示す表図、第3図乃至第11図は係合手段の変形例を示す略図、第12図は第2実施例を示すスケルトン図、第13図は第3実施例を示すスケルトン図、第14図は本発明の第4実施例を示すスケルトン図、第15図は第4実施例における係合手段の作動状況を示す表図、第16図は第5実施例を示すスケルトン図、第17図は第6実施例を示すスケルトン図である。

12…入力軸、

14…出力軸、

- 2 2...第1プラネタリギヤセット、  
 2 4...第1サンギヤ、  
 2 6...第1ピニオン、  
 2 8...第1リングギヤ、  
 3 0...第1キャリヤ、  
 3 2...第2プラネタリギヤセット、  
 3 4...第2サンギヤ、  
 3 6...第2ピニオン、  
 3 7...第3ピニオン、  
 3 8...第2リングギヤ、  
 4 0...第2キャリヤ、  
 4 2...第3プラネタリギヤセット、  
 4 4...第3サンギヤ、  
 4 6...第4ピニオン、  
 5 0...第3リングギヤ、  
 5 2...第3キャリヤ、  
 5 4...第1クラッチ手段、  
 5 6...第2クラッチ手段、  
 5 8...第3クラッチ手段、  
 6 0...第1ブレーキ手段、

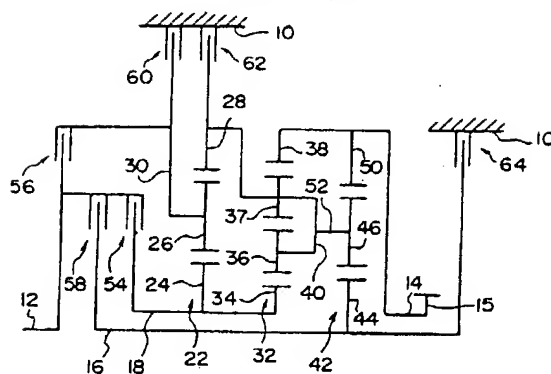
- 6 2...第2ブレーキ手段、  
 6 4...第3ブレーキ手段。

代理人

弁理士 中 島 淳

弁理士 加 藤 和 祥

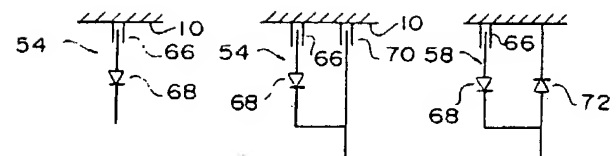
第 1 図



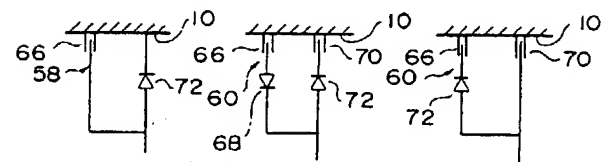
第 2 図

	クラッチ手段			ブレーキ手段			変 速 比
	54	56	58	60	62	64	
第1速	○			○			$1/(P2-P1+P1P2)$
第2速	○				○		$1/P2$
第3速	○					○	$(P2+P3)/P2(1+P3)$
第4速	○	○	○				1
第5速		○				○	$(P2(1+P1)+P1P3)/P2(1+P3)$
第6速		○			○		$P1/P2(1+P1)$
後退(第1)			○	○			$-1/P3$
後退(第2)			○	○			$-(P2(1+P1)+P1P3)/P3(P2-P1+P1P2)$

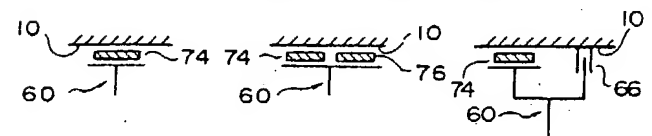
第 3 図 第 4 図 第 5 図



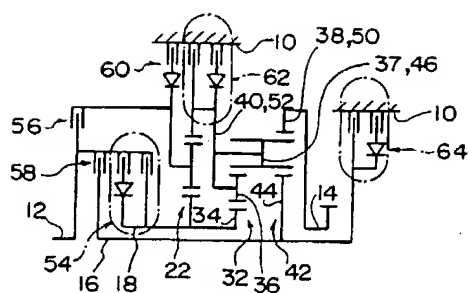
第 6 図 第 7 図 第 8 図



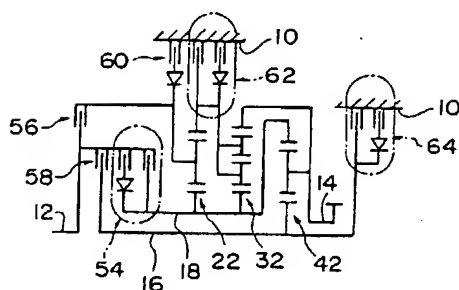
第 9 図 第 10 図 第 11 図



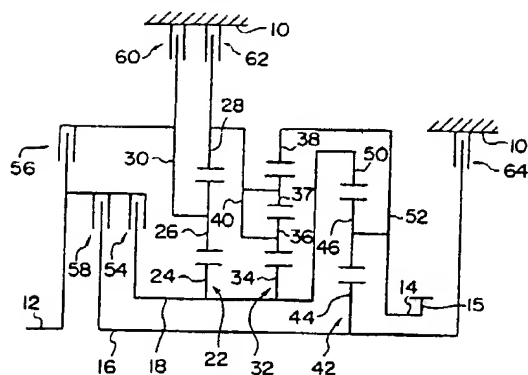
第 12 図



第 16 図



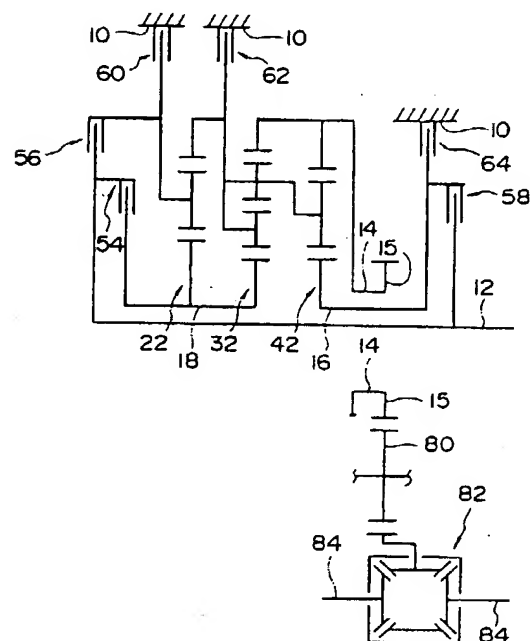
第 14 図



第 15 図

	クラッチ分岐			ブレーキ分岐			変速比	
	54	56	58	60	62	64	$(P1=0.317, P2=0.458, P3=0.379)$	
第1速	○			○			$1/(P2-P1+P1P2)$	3.494
第2速	○				○		$1/P2$	2.183
第3速	○					○	$1+P3$	1.379
第4速	○	○	○				1	1.000
第5速		○				○	$\{(1+P1)(1-P2-P2P3)+P1P3\}/(1+P1P2)$	0.848
第6速		○			○		$P1/P2(1+P1)$	0.526
後退(401)				○		○	$-(1-P2-P2P3)/P2P3$	-2.122
後退(202)				○	○		$-(1+P1P1+P2+2P3+P1P3)/P3P2+P1P2$	-5.581

第 13 図



第 17 図

